

## Ekwiwalentna stożkowatość styku koło-szyna i jej znaczenie we współczesnej analizie własności dynamicznych pojazdu szynowego

*W artykule przeanalizowano pojęcie ekwiwalentnej stożkowatości jako parametru charakteryzującego geometrię styku koło-szyna oraz jej wpływ na własności dynamiczne pojazdu. Przytoczono definicje występujące w dokumentach międzynarodowych np. w kartach UIC, raportach ORE/ERRI oraz w literaturze międzynarodowej.*

### 1. Wstęp

Przy analizowaniu własności dynamicznych pojazdu szynowego jednym z wyjściowych parametrów jest geometria styku koło-szyna. Problem ten nabiera znaczenia kluczowego również przy badaniu innych zjawisk związanych z bezpieczeństwem jazdy pojazdu w warunkach quasistatycznych przez tory wichrowate oraz przy badaniu przejeżdżności pojazdu przez łuki toru o minimalnym promieniu. Również współczesne podejście do badań zjawisk związanych z emisją hałasu obejmuje swoimi pracami analityczno-doświadczalnymi zakres styku koło-szyna [4].

Geometria styku koło-szyna w przypadku pojazdów szynowych jest zdeterminowana przez:

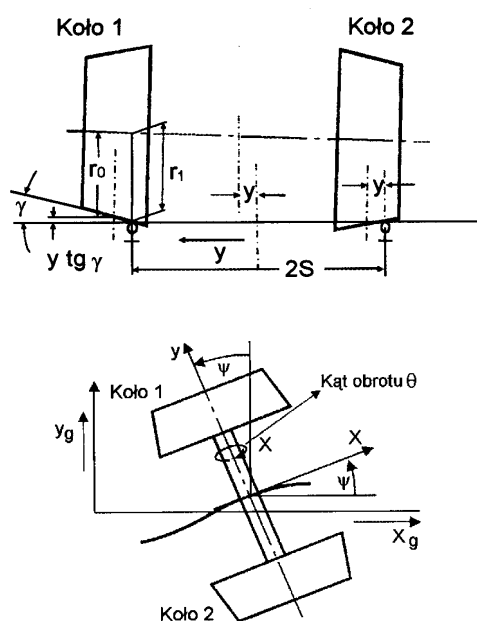
- opracowany w wyniku wieloletnich doświadczeń obecnie stosowany kształt powierzchni tocznej koła ORE S-1002, określany jako profil zużyty [1,2,7],
- kształt profilu główki szyny,
- trajektorię toru wraz z jego dopuszczalnymi tolerancjami wykonawczymi zależnymi od klasy toru [19],
- procesy zużycia współpracującej pary ciernej główka szyny-powierzchnia toczna koła wraz z powierzchnią obrzeża, które wymuszają dokonanie zabiegu reprofiliacji (odtworzenia zarysu powierzchni tocznej) kół oraz odtworzenia profilu główki szyn (np. przez dokonanie zabiegu przeszlifowania),
- zmieniającego się w trakcie eksploatacji prześwitu toru na torze prostym oraz na łukach w wyniku pionowych i poprzecznych sił oddziaływania pojazd-tor [18].

Biorąc pod uwagę wzajemne oddziaływanie poszczególnych czynników uznano za konieczne opracowanie jednego parametru, który uwzględniałby wzajemne powiązanie wszystkich czynników i który byłby reprezentatywny oraz użyteczny w opiniowaniu własności dynamicznych pojazdu. Przedstawione czynniki mające wpływ na własności dynamiczne pojazdu można sklasyfikować na czynniki zależne od geometrii toru (za ich utrzymanie odpowiadają zarządy infrastruktury) oraz zależne od pojazdu. Tak więc nowe pojęcie będzie uwzględniało obydwa rodzaje czynników a wnioski z badań dynamicznych należy odnieść do badanego typu pojazdu i toru, na jakim pojazd był badany.

### 2. Definicja ekwiwalentnej stożkowatości i podstawowe zależności

Pojęcie ekwiwalentnej stożkowatości (w j. niem. äquivalente Konizität oraz j. ang. equivalent conicity) wynika z definicji przyjętej przez DB AG. Mianowicie ekwiwalentna stożkowatość przyjmuje rzeczywisty punkt styku koło-szyna i wyrażona jest liczbowo jako  $\text{tg}\gamma_e$  (lub  $\gamma_e$ )

kąta stożka koła o profilu stożkowym. Na rys.1 przedstawiono zestaw kołowy znajdujący się w torze.



Rys.1 Zjawisko ruchu wężykowania zestawu kołowego

Z rys. 1 wynika możliwa zmiana faktycznego promienia tocznego w zależności od możliwych przemieszczeń zestawu kołowego w torze tzn.  $\pm y$ .

Zmianę tych promieni można opisać równaniami wykorzystując oznaczenia na rys.1:

$$r_1 = r_0 + y_g \cdot \text{tg}\gamma \quad (1)$$

oraz

$$r_2 = r_0 - y_g \cdot \text{tg}\gamma \quad (2)$$

gdzie:

$r_1$  - rzeczywisty promień toczny lewego koła zestawu kołowego,

$r_2$  - rzeczywisty promień toczny prawego koła zestawu kołowego,

$y_g$  - amplituda przemieszczenia poprzecznego,

$\gamma$  - umowny kąt pochylenia powierzchni stożkowej koła.

Wstawiając sumę i różnicę promieni tocnych  $r_1$  oraz  $r_2$  otrzymuje się odpowiednio:

$$r_0 = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (3)$$

oraz

$$dr = r_1 - r_2 = 2y_g \cdot tg\gamma \quad (4)$$

Można stąd wprowadzić umowne pojęcie ekwiwalentnej stożkowatości  $\gamma_e$ , które określa się następująco:

$$tg\gamma_e = \frac{dr}{2y_g} \quad (5)$$

gdzie:

$dr$  - przyrost promienia toczonego wskutek ruchu zestawu kołowego w torze o danym prześwicie,

$2y_g$  - podwójna amplituda przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego.

Jak wynika z [2] definicja ta była podstawą do przyjęcia jej jako obowiązującej w nowej edycji karty UIC 518 [9] oraz prEN 14363 [18]. Definicja ta brzmi następująco:

„Parametrem najlepiej charakteryzującym oddziaływanie stykowe koło-szyna jest ekwiwalentna stożkowatość ( $tg\gamma_e$ ), która dla zestawu kołowego biegnącego po danym torze równa jest tangensowi kąta stożka  $tg\gamma_e$  zestawu kołowego o profilach stożkowych, a ruch poprzeczny ma tę samą długość fali  $\lambda$  ruchu wężykowania jak fala danego zestawu.

Ekwiwalentna stożkowatość jest zależna od maksymalnej amplitudy  $y$  ruchu poprzecznego zestawu kołowego:

$$tg\gamma_e = f(y_g)$$

Na ogół ekwiwalentna stożkowatość obliczana jest dla  $y_g = \pm 3$  mm.”

Przyjęta definicja wg wzoru (5) ma charakter ogólny i może być podstawą do wyprowadzenia wzorów, które mają charakter bardziej praktyczny. Jeśli przyjąć, że ruch zestawu kołowego odbywa się w sposób swobodny w torze, to można określić długość fali wężykowania wg wzoru Klingela [1,11]:

$$L(y_g) = \frac{2\pi}{\alpha} = 2\pi \sqrt{\frac{r_0 \cdot s}{tg\gamma_e}} \quad (6)$$

gdzie:

$L(y_g)$  - długość fali wężykowania zależna od amplitudy przesunięcia poprzecznego  $y$ ,

$\alpha$  - częstość kątowa ruchu wężykowania,

$r_0$  - promień toczy,

$2s$  - odległość pomiędzy okręgami tocznymi kół.

Przekształcając wzór (6) otrzymuje się ekwiwalentną stożkowatość:

$$tg\gamma_e = \frac{4\pi^2 \cdot r_0 \cdot s}{L^2(y_g)} \quad (7)$$

a kąt  $\gamma_e$  można określić ze wzoru:

$$\gamma_e = \arctg \frac{4\pi^2 \cdot r_0 \cdot s}{L^2(y_g)} \quad (8)$$

Wzór Klingela oraz wyprowadzony na jego podstawie wzór (8), służący do liczbowego określania ekwiwalentnej stożkowatości, powstały w oparciu o następujące założenia [11]:

- ◆ zestaw kołowy jest sztywnym ciałem, a jego oś nie posiada elastyczności skrętnej ani też elastyczności giętej; koła nie mogą się odkształcać, natomiast mogą wykonywać obrót wokół tej samej osi obrotu i powierzchnie toczone płaszczyzn kół są równoległe w stosunku do siebie,
- ◆ środek zestawu kołowego posiada dwa stopnie swobody: jeden wzdłuż osi toru ( $x_g$ ) oraz drugi w kierunku prostopadłym do osi toru ( $y_g$ ),
- ◆ powierzchnia toczone kół składa się z jednego stożka bez obrzeża,
- ◆ szyny posiadają stosunkowo wąską powierzchnię toczną; punkt styku koła z szyną nie przemieszcza się poprzecznie na szynie; jeśli przy przemieszczaniu poprzecznym zestawu kołowego zmienia się pochylenie powierzchni toczonej w stosunku do główki szyny, wówczas oś obrotu zestawu kołowego przyjmuje stosunkowo małe pochylenie,
- ◆ ruch poprzeczny  $y$  środka zestawu kołowego, a zatem pochylenie się zestawu kołowego, pozostają ciągle małe, ponieważ przemieszczenie  $y$  nie jest większe niż połowa prześwitu toru ( rząd wielkości promila w stosunku do długości fali wężykowania);

W związku z tym obowiązują następujące zależności:

- $tg\psi \approx \psi \approx \sin\psi$ ,
- ruch środka zestawu kołowego (który jest też chwilowym środkiem obrotu zestawu kołowego) w kierunku  $x$  jest równy  $x_g$  i
- przemieszczenie punktów styku kół na powierzchniach stożkowych kół podczas ruchu  $y$  środka zestawu kołowego wynosi  $Y_g$ ,
- ◆ zestaw kołowy nie ślizga się po szynie, tylko toczy się po niej; takie założenie jest możliwe tylko wtedy, gdy równocześnie założy się, że na zestaw kołowy nie działają żadne siły bezwładności oraz na czop nie działają żadne siły  $F_x$  lub  $F_y$ .

Podane założenia upraszczające pozwalają na wyprowadzenie wzoru (6), który wykazuje bardzo dużą zbieżność z rzeczywistością, pod warunkiem precyzyjnego określenia wartości długości fali wężykowania  $L(y_g)$ .

Wzór (6) jest wyprowadzony w oparciu o założenie, że ruch każdego zestawu kołowego, posiadającego rzeczywistą powierzchnię toczną, zbliża się do ruchu zestawu kołowego posiadającego określoną powierzchnię stożkową. Założenie to znane jest w literaturze jako definicja J.R. Gostlinga [2]. Na podstawie wzoru (6) można wyciągnąć wniosek, że im większa jest faktyczna długość fali wężykowania  $L(y_g)$ , tym ekwiwalentna stożkowatość jest mniejsza. Jeśli przyjmie się wzór na częstość drgań fali wężykowania:

$$n = \frac{v}{L(y_g)} \quad (9)$$

gdzie:

$n$  - częstość drgań wężykowania,

$v$  - prędkość pojazdu,

$L(y_g)$  - długość fali wężykowania,

wówczas można stwierdzić, że im większa jest długość fali wężykowania, tym mniejsza jest częstość drgań własnych przy danej prędkości. Częstość drgań wężykowania, przy której pojawia się rezonans z tytułu jej zbliżenia do wartości częstości drgań własnych w kierunku poprzecznym, wzdłużnym lub też do częstości drgań giętych, określa się jako częstość krytyczną natomiast prędkość, przy której pojawia się rezonans, prędkością krytyczną.

Wówczas wzór (9) przyjmuje postać:

$$n_{KR} = \frac{v_{KR}}{L(y_g)} \quad (10)$$

Przekształcając wzór (10) otrzymuje się wzór na prędkość krytyczną:

$$v_{KR} = n_{KR} \cdot L(y_g) \quad (11)$$

Po wstawieniu wzoru (6) do (11) otrzymuje się:

$$v_{KR} = 2\pi \cdot n_{KR} \sqrt{\frac{r_0 \cdot s}{\operatorname{tg}\gamma_e}} \quad (12)$$

Na podstawie wzoru (12) można wyciągnąć wniosek, że im większa jest ekwiwalentna stożkowatość, tym prędkość odpowiadająca częstości krytycznej maleje. Tym należy też tłumaczyć zalecenia karty UIC 518 [9] dotyczące doboru ekwiwalentnej stożkowatości dla odcinków prostych oraz na łukach o dużym promieniu  $R \geq 2500$  m w zależności od prędkości pojazdu, które są przedstawione w tabeli 1.

**Zestawienie ekwiwalentnych stożkowatości w zależności od wymaganej prędkości pojazdu zgodnie z wymaganiami karty UIC 518 [9]**

**Tabela 1**

Nr	Wartość ekwiwalentnej stożkowatości $\operatorname{tg}\gamma_e$	Prędkość [km/h]	Kąt $\gamma_e$
1	0.50	$v \leq 140$	$\gamma_e = 26.56^\circ$
2	0.40	$140 < v \leq 200$	$\gamma_e = 21.80^\circ$
3	0.35	$200 < v \leq 220$	$\gamma_e = 19.29^\circ$
4	0.30	$220 < v \leq 250$	$\gamma_e = 16.69^\circ$
5	0.25	$250 < v \leq 280$	$\gamma_e = 14.03^\circ$
6	0.15	$280 < v \leq 350$	$\gamma_e = 8.53^\circ$

Jak wynika z [12] w praktyce okazuje się, że wiele zarządów europejskich nie dotrzymuje ww. wartości. Stwierdzone wartości ekwiwalentnej stożkowatości na kolejach francuskich (SNCF) posiadają nawet mniejsze

wartości przez utrzymanie przeswitu toru w dodatnich tolerancjach jako celowego zabiegu, podczas gdy na kolejach austriackich (ÖBB), kolejach niemieckich (DB AG) oraz kolejach szwajcarskich (SBB) wartości graniczne ekwiwalentnej stożkowatości są przekroczone. Z samej definicji ekwiwalentnej stożkowatości określonej wzorem (5) wynika, że im większa jest różnica promieni  $dr$  przy zachowaniu tej samej wartości amplitudy  $2y_g$ , tym większa jest wartość ekwiwalentnej stożkowatości. Jeśli więc tym samym przemieszczeniem poprzecznym zagwarantuje się mniejszy przyrost promienia, to wówczas można zrealizować zasadniczy cel, jakim jest poszukiwanie możliwie najmniejszej ekwiwalentnej stożkowatości. Zasadność poszukiwania tego celu można udowodnić analitycznie wykorzystując rys.1. Jeśli oś zestawu kołowego obróci się o kąt  $\theta$ , wówczas obydwa koła zestawu kołowego pokonają następujące drogi na szynie:

$$dx_1 = r_1 \cdot d\theta \quad (13)$$

oraz

$$dx_2 = r_2 \cdot d\theta \quad (14)$$

gdzie:

$dx_1$  - przyrost drogi lewego koła zestawu kołowego wskutek obrotu o kąt  $\theta$ ,

$dx_2$  - przyrost drogi prawego koła zestawu kołowego wskutek obrotu o kąt  $\theta$ .

Przemieszczenie w kierunku wzdłużnym zestawu kołowego wynosi odpowiednio:

$$dx = dx_g = \frac{dx_1 + dx_2}{2} = \frac{r_1 + r_2}{2} d\theta = r_0 \cdot d\theta \quad (15)$$

Stąd  $d\theta$  wynosi:

$$d\theta = \frac{1}{r_0} \cdot dx_g \quad (16)$$

Różnica dróg koła lewego oraz prawego wynosi:

$$dx_1 - dx_2 = (r_1 - r_2) \cdot d\theta = 2y_g d\theta \cdot \operatorname{tg}\gamma_e \quad (17)$$

Różnica dróg powoduje zmianę kąta pochylenia zestawu kołowego  $\Psi$  określonego przez wzór:

$$d\Psi = -\frac{dx_1 - dx_2}{2s} = -y_g \cdot d\theta \cdot \frac{\operatorname{tg}\gamma_e}{s} \quad (18)$$

Jeśli zestaw kołowy obróci się w kierunku poprzecznym o kąt  $\Psi$  wówczas przemieści się jego środek o wartość  $dx$  w kierunku wzdłużnym toru, w związku z czym obowiązuje zależność:

$$dy_g = \Psi \cdot dx_g \quad (19)$$

lub

$$\Psi = \frac{dy_g}{dx_g} \quad (20)$$

Wykorzystując zależność (16), wzór (18) ma postać:

$$d\Psi = -y_g \cdot \frac{\operatorname{tg}\gamma_e}{r_0 \cdot s} \cdot dx_g \quad (21)$$

Z wzoru (21) wynika:

$$\frac{d\psi}{dx_g} = -y_g \cdot \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} \quad (22)$$

$$\psi' = \frac{d^2 y_g}{dx_g^2} = \frac{d\psi}{dx_g} = -y_g \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} \quad (23)$$

Po przekształceniu otrzymuje się równanie różniczkowe:

$$\frac{d^2 y_g}{dx_g^2} + y_g \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} = 0 \quad (24)$$

Rozwiązaniem tego równania jest funkcja postaci:

$$y_g = C_1 \cos(\alpha \cdot x_g) + C_2 \cdot \sin(\alpha \cdot x_g) \quad (25)$$

Po dokonaniu różniczkowania druga pochodna  $\ddot{y}_g$  wynosi:

$$\ddot{y}_g = -\alpha^2 \cdot (C_1 \cdot \cos(\alpha \cdot x_g) + C_2 \cdot \sin(\alpha \cdot x_g)) = -\alpha^2 \cdot y_g \quad (26)$$

Jeśli założy się, że przesunięcie poprzeczne zestawu kołowego w stosunku do osi toru wynosi  $y_{go}$  i oś zestawu kołowego  $x$  jest prostopadła do osi symetrii toru, wówczas kąt obrotu  $\theta$  wynosi 0.

Jeśli więc:  $x_g = 0$  i  $y_g = y_{go}$  oraz  $\dot{y}_g = 0$  to po wstawieniu do równania (25) otrzymuje się  $y_g = y_{go} = C_1$ .

Po zróżniczkowaniu równania (25) otrzymuje się:

$$\dot{y}_g = -C_1 \alpha \sin(\alpha \cdot x_g) + C_2 \alpha \cdot \cos \alpha \cdot x_g = 0 \quad (27)$$

Z równania (27) otrzymuje się  $C_2 = 0$ .

Po wyznaczeniu stałych  $C_1$  oraz  $C_2$  równanie (25) przyjmuje postać:

$$y_g = y_{go} \cos(\alpha \cdot x_g) \quad (28)$$

Przyspieszenie w ruchu wężykowania zestawu kołowego wynosi:

$$\ddot{y}_g = y_{go} \alpha^2 \cos(\alpha \cdot x_g) \quad (29)$$

Po wstawieniu równań (28) oraz (29) do równania (24) otrzymuje się:

$$\alpha = \sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \quad (30)$$

Wówczas równanie (29) przyjmuje postać:

$$\ddot{y}_g = y_{go} \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} \cos\left(\sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \cdot x_g\right) \quad (31)$$

Maksymalne przyspieszenie  $\ddot{y}_{g0}$ , odpowiadające prędkości kątowej  $\dot{\psi}$ , wyznacza się ze wzoru:

$$\ddot{y}_{g0} = y_{go} \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} \quad (32)$$

Różniczkując wzór (28) otrzymuje się kąt  $\psi$  rozchodzenia się fali wężykowania zestawu kołowego:

$$\dot{y}_g = -y_{go} \sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \sin\left(\sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \cdot x_g\right) \quad (33)$$

$$\dot{y}_g = -y_{go} \sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \quad (34)$$

jeśli spełniony jest warunek:

$$\sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \cdot x_g = \frac{\pi}{2} + k\pi \quad (34a)$$

gdzie  $k \in \mathbb{N}$ .

Przyjmując  $k=0$  przemieszczenie środka zestawu kołowego z wzoru (34a) wynosi:

$$x_g = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{r_0 \cdot s}{tg\gamma_e}} \quad (35)$$

Jeśli uwzględnić, że ruch wężykowania odbywa się w czasie, wówczas środek zestawu kołowego przemieszcza się po czasie  $t$  z prędkością  $v$  wg wzoru:

$$x_g = v \cdot t \quad (36)$$

Natomiast zależność (20) przyjmuje postać:

$$\psi = \frac{dy_g}{dx_g} = \frac{dy_g}{v \cdot dt} \quad (37)$$

Stąd wynika:

$$\psi \cdot v = \frac{dy_g}{dt} \quad (38)$$

Przyspieszenie poprzeczne  $\frac{d^2 y_g}{dt^2}$  przy uwzględnieniu zależności (21) wynosi:

$$\frac{d^2 y_g}{dt^2} = v \cdot \dot{\psi} = -v^2 \cdot y_g \cdot \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} \quad (39)$$

Równanie różniczkowe (39) przyjmuje postać:

$$\frac{d^2 y_g}{dt^2} + \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} v^2 \cdot y_g = 0 \quad (40)$$

i rozwiązanie tego równania przedstawia się następująco:

$$y_g = y_{go} \cos\left(v \cdot \sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s_0}} \cdot t\right) \quad (41)$$

Prędkość rozchodzenia się fali wężykowania w czasie wynosi:

$$\dot{y}_g = -y_{go} \cdot v \cdot \sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \sin\left(v \cdot \sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \cdot t\right) \quad (42)$$

Przyspieszenie zestawu kołowego wskutek rozchodzenia się fali wężykowania wynosi:

$$\ddot{y}_g = y_{go} \cdot v^2 \cdot \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} \cos\left(v \cdot \sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} \cdot t\right) \quad (43)$$

Maksymalna wartość przyspieszenia poprzecznego wynosi:

$$\ddot{y}_g = y_{go} \cdot v^2 \cdot \frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s} \quad (44)$$

Jak widać ze wzoru (44), im większa ekwiwalentna stożkowatość, tym większe przyspieszenie oraz siła poprzeczna, wynikająca z ruchu wężykowania zestawu kołowego pojazdu. Przyspieszenie to oraz związana z tym siła oddziałują na pudło pojazdu szynowego oraz na tor. Jest to dodatkowy argument za tym, aby zmniejszać ekwiwalentną stożkowatość do możliwie małych wartości.

Jeśli przyjąć dla wagonu towarowego, poruszającego się z maksymalną prędkością wynoszącą  $v = 33,33$  m/s (120 km/h), następujące dane:

$$y_{g0} = \pm 0.003 \text{ m},$$

$$tg\gamma_e = 0.5,$$

$$s = 0.750 \text{ m},$$

$$r_0 = 0.460 \text{ m} \text{ oraz}$$

$m \approx 1400 \text{ kg}$  - masa omaźnicowanego zestawu kołowego, to wówczas maksymalne przyspieszenie oraz odpowiadająca jemu siła poprzeczna wynoszą odpowiednio:

$$\ddot{y}_g = \pm 0.003 \cdot 33.33^2 \cdot \frac{0.5}{0.460 \cdot 0.750} = \pm 4.82 \text{ m/s}^2$$

$$F_y = \pm m \cdot \ddot{y}_{g0} = \pm 1400 \cdot 4.82 = \pm 6761.93 \text{ N}$$

czyli są stosunkowo duże.

Maksymalna prędkość rozchodzenia się fali wężykowania lub nabiegania koła na szynę ze wzoru (42) wynosi:

$$\dot{y}_g = \pm y_{g0} \cdot v \cdot \sqrt{\frac{tg\gamma_e}{r_0 \cdot s}} = \pm 0.003 \cdot 33.33 \cdot \sqrt{\frac{0.5}{0.460 \cdot 0.750}} = \pm 0.12 \text{ m/s}$$

czyli ma wartość względnie małą (0,432 km/h).

### 3. Wpływ parametrów toru na ekwiwalentną stożkowatość

Jednym z zabiegów konstrukcyjnych jaki zastosowano w praktyce jest wariantowanie pochylenia profilu główki szyny ( w kierunku poprzecznym).

Zarządy europejskie stosują trzy pochylenia główki szyny tzn.:

- 1:20 (SNCF),
- 1:40 (PKP, DB AG, SBB, ÖBB),
- 1:30 ( SJ ).

Jeśli zastosuje się pochylenie największe wynoszące 1:20 (SNCF) wówczas posiada się infrastrukturę gwarantującą uzyskiwanie stosunkowo małych ekwiwalentnych stożkowatości, a więc jazdę z wysokimi prędkościami bez ryzyka utraty własności dynamicznych. Zmiana pochylenia profilu główki szyny jest zabiegiem kosztownym, jednak pojazd dopuszczony do ruchu międzynarodowego powinien przejść badania bezpieczeństwa oraz własności dynamicznych na torach z pochyleniem profilu główki szyny wynoszącym 1:20 oraz 1:40 zgodnie z wymaganiami karty UIC 518 [9]. Analizując wzór (8) można stwierdzić, że ekwiwalentna stożkowatość rośnie wraz ze wzrostem promienia tocznego  $r_0$ . Dlatego badania własności dynamicznych, mające za cel uzyskanie homologacji pojazdu szynowego, należy przeprowadzać w stanie nowym zestawu kołowego przy utrzymaniu następujących profili kół:

- albo z profilem „naturalnie zużyтым” w eksploatacji (odtworzonym na obwodzie) lub profilem koła reprezentującym zużycie w eksploatacji,

- albo z profilem teoretycznie nowym lub innym, który pozwoli otrzymać homologację tymczasową.

Można więc od razu wyciągnąć wniosek, że eksploatacja pojazdu ze stałą ekwiwalentną stożkowatością nawet przy założeniu niezmiennej geometrii toru jest po prostu niemożliwa, gdyż promień toczny zmniejsza się wskutek zużycia (w przypadku wagonów towarowych zmiana promienia tocznego wynosi około 7 do 10% w zależności od typu wagonu towarowego).

Ekwiwalentną stożkowatość można wyznaczyć również wg przybliżonego wzoru Joly i de Patera wg [14] (rys.2):

$$\gamma_e = \frac{R}{R - R'} \cdot \frac{b + R' \cdot \gamma_0}{b - r_0 \cdot \gamma_0} \cdot \gamma_0 \quad (45)$$

gdzie:

$R$  - promień krzywizny profilu tocznego koła,

$R'$  - promień profilu główki szyny,

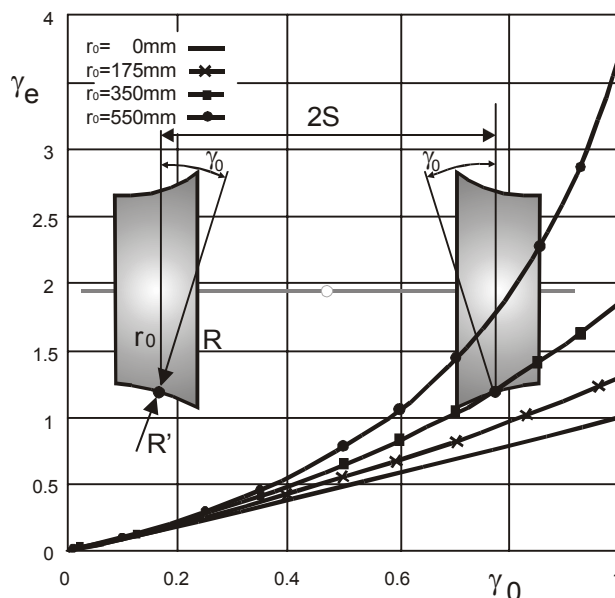
$2b$  - szerokość toru (prześwit toru),

$\gamma_0$  - kąt pochylenia pomiędzy normalną do powierzchni styku i prostą prostopadłą do płaszczyzny toru,

$r_0$  - promień toczny koła.

Przy założeniu małych przemieszczeń poprzecznych ze wzoru (45) można wyciągnąć wniosek, że ekwiwalentna stożkowatość wzrasta:

- ze wzrostem promienia tocznego koła  $R$ ,
- ze wzrostem promienia profilu główki szyny  $R'$ ,
- ze wzrostem promienia tocznego koła  $r_0$ .



Rys 2. Ekwiwalentna stożkowatość wg Joly i de Patera [14]

Jak wynika z obecnych doświadczeń przeprowadzonych przez różne zarządy kolejowe, szerokość toru oraz luz zestawu kołowego w torze może mieć poważny wpływ na wartość ekwiwalentnej stożkowatości.

W związku z badaniami przeprowadzonymi dla nowych zespołów trakcyjnych typu BR 481/BR 482 dla szybkiej kolei miejskiej Berlina okazało się, że poważny wpływ na własności dynamiczne ma właśnie wartość ekwiwalentnej stożkowatości, która znacznie wzrasta wraz ze zmniejszeniem szerokości toru [13]. Pomiar przeprowadzono na torach posiadających szynę S49 z pochyleniem profilu główki szyny 1:40. W wyniku przeprowadzonych badań uznano,

że należy zmienić obowiązujące dotychczas przepisy dotyczące utrzymania toru. Aby uniknąć wysokich wartości ekwiwalentnej stożkowatości, pogarszających zdecydowanie komfort jazdy w obydwu zespołach trakcyjnych, należy ograniczać tolerancje utrzymania toru do wartości wynoszącej  $1436_{-2}^{+3}$  mm. Jako szczególnie niepożądaną uznano szerokość toru zawierającą się w granicach 1430÷1434 mm. Ekstremalną wartość ekwiwalentnej stożkowatości stwierdzono dla prześwitu toru wynoszącego 1429 mm. Dominującym czynnikiem mającym wpływ na ekstremalne wartości ekwiwalentnej stożkowatości uznano również luz zestawu kołowego w torze, który mając małe wartości doprowadza do przeniesienia punktu styku w rejony obrzeża, co powoduje zdecydowany wzrost kąta styku obydwu współpracujących powierzchni. Jeśli np. przyjąć, że szerokość toru wynosi 1430 mm, a rozstaw zewnętrzny obrzeży kół wynosi 1426 mm (tzw. wymiar  $E_z$  wg karty UIC 510-2 [18,20]), to wówczas efektywny luz zestawu kołowego wynosi zaledwie  $\pm 2$  mm!

Wnioski z ww. badań zostały poparte zastosowaniem specjalistycznej aparatury do pomiarów rzeczywistych profili główek szyn za pomocą metody cyfrowej, zastosowanej w przyrządzie pomiarowym duńskiej firmy Miniprof de Greenwood Engineering w Bröndby. Przeprowadzenie takiego zabiegu wydaje się być realne w obrębie infrastruktury szybkiej kolei miejskiej, ale na pewno jest trudniejsze na sieci całego zarządu kolejowego. Podobny rezultat dały badania przeprowadzone na trasie DB AG przystosowanej do prędkości 200 km/h Augsburg-München, gdzie podczas ich przeprowadzania stwierdzono drastyczne przekroczenie dopuszczalnej wartości ekwiwalentnej stożkowatości ponad 0.4 (tabela 1). Przekroczenia te były stwierdzone zwłaszcza na torach wykazujących prześwit mniejszy niż 1433 mm, co w skojarzeniu z wartością zewnętrznego rozstawu obrzeży kół wynoszącego 1425 mm (zgodnie z kartą UIC 510-2 [7]) dało szczególnie niepożądany efekt [12]. Aby uniknąć drgań rezonansowych pudła zainstalowano w układzie biegowym dodatkowe tłumiki hydrauliczne drgań oraz mechaniczny tłumik drgań wężykowania. Jednak najlepszym rozwiązaniem, które zalecono na trasach kolejowych nowobudowanych lub podlegających modernizacji jest utrzymanie tolerancji prześwitu toru w zakresie  $1436_{-2}^{+2}$  mm. Jak okazuje się z rezultatów badań osiągniętych dla zespołów trakcyjnych przystosowanych do wysokich prędkości (prędkość powyżej 250 km/h) zabiegi ograniczające prześwit toru nie mogą dać pozytywnego rezultatu przy utrzymaniu obecnego profilu koła ORE S1002. Zakładając, że rozstaw zewnętrzny obrzeży kół wynosi 1425 mm, prześwit toru wynosi 1436 mm, profil główki szyny UIC 60 oraz przemieszczenie poprzeczne  $y=\pm 3$  mm, wówczas wartość ekwiwalentnej stożkowatości wynosi  $tg\gamma_e=0.17$ , co przekracza wartość graniczną dla tego ruchu oszacowaną na 0.1 (tabela 1). Przy wprowadzeniu większego pochylenia profilu główki szyny wynoszącego 1:20 (SNCF) osiąga się przy tych samych parametrach zestawu kołowego ekwiwalentną stożkowatość wynoszącą  $tg\gamma_e < 0.05$ , co odpowiadałoby wymaganiom postawionym dla tego rodzaju ruchu.

W [2] zamieszczono jednak również wady tego typu rozwiązania, które sprowadzają się do:

- narażenia innych pojazdów na drgania niskiej częstotliwości, co może być groźne w przypadkach, kiedy na etapie projektowania pominięto tego rodzaju wpływ,
  - zwiększonej wrażliwości pojazdu na wzdłużne odchyłki toru, wskutek tego że pochylenie 1:20 zmniejsza zdolność do samocentrowania zestawu kołowego,
  - wskutek łagodnego „przebiegu” funkcji zmiany promienia  $\Delta r$  dochodzi w łukach o dużym promieniu do częstego nabiegania kołem prowadzącym do styku obrzeża koła z szyną; takie zjawisko prowadzi do pogorszenia własności dynamicznych w kierunku poprzecznym a zewnętrzny dwupunktowy styk koła z szyną, przy braku zróżnicowania rzeczywistych promieni tocznych, wywołuje znaczne zużycie obrzeża koła nabiegającego,
  - niekorzystne, nierównomierne obciążenie główki szyny.
- Ww. wady większego pochylenia profilu główki szyny 1:20 doprowadziły zarząd DB AG do dalszych poszukiwań rozwiązań problemu doboru ekwiwalentnej stożkowatości dla ruchu pasażerskiego z wysokimi prędkościami. Jako ciekawe alternatywne rozwiązanie przedstawiono nowy profil główki szyny tzw. 60E2, który stanowi udoskonalenie profilu główki szyny UIC 60 i wykazuje krzywiznę zmieniającą się w sposób ciągły. Stąd można spotkać określenie profilu 60E2 jako „ulepszony profil UIC 60” [15]. Dobierając nowy kształt profilu główki szyny kierowano się tym, aby pogodzić zużycie szyny wynikające z odmiennej współpracy pojazd-tor na łukach oraz na torze prostym. Jak wynika z dotychczasowych doświadczeń na torze prostym, w wyniku oddziaływania sił w układzie koło-szyna (profil UIC 60) zmniejsza się w wyniku zużycia promień krzywizny w kierunku środka toru na boku główki szyny (skutkuje to zwiększającą się ekwiwalentną stożkowatością), podczas gdy na łukach średnich ( $400m \leq R < 600$  m) oraz małych ( $250 \leq R < 400$  m) stwierdzono zwiększenie tego promienia, zwłaszcza na boku szyny zewnętrznej (co skutkuje zmniejszeniem się różnicy promieni tocznych i zwiększeniem sił działających na koło zależnych od poślizgu). Jeśli tak, to obowiązują następujące założenia:

- ruch wężykowania pojazdu na torze prostym odbywa się z amplitudą  $\Delta y = \pm 3mm \approx 0.5 \cdot y_{SPI}$  (przy założeniu szerokości toru wynoszącego 1436 mm oraz rozstawu zewnętrznego obrzeży kół 1425 mm),
- ruch wężykowania pojazdu na łuku odbywa się w ramach pełnego wykorzystania luzu zestawu kołowego w torze tzn. aż do zetknięcia się z punktem na boku obrzeża i wtedy ruch odbywa się z przemieszczeniem  $-y_{SPII} \leq y_{max} \leq y_{SPII}$ ,

gdzie:

$y_{max}$  - maksymalne przemieszczenie zestawu kołowego na łuku toru,

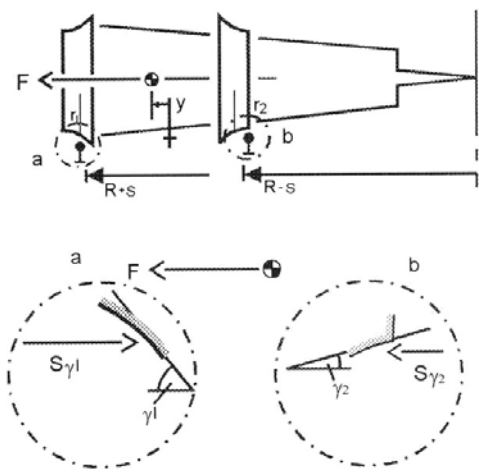
$y_{sp}$  - oznacza luz zestawu kołowego w torze ( $y_{SPI}$  luz zestawu kołowego na torze prostym,  $y_{SPII}$  - luz zestawu kołowego na łuku toru).

Nowy profil główki szyny zapewnił również przy dużych przemieszczeniach poprzecznych, mających miejsce na łukach, stopniowy wzrost różnicy promieni tocznych kół

$\Delta r$  aż do osiągnięcia maksymalnej wartości  $\Delta r_{MAX}$ , występującej przy styku z szyną punktu na obrzeżu koła, przy której osiąga się bardzo dobre własności dynamiczne podczas jazdy pojazdu na łukach toru.

Zjawisko to można uzasadnić wzorami wyprowadzonymi na drodze analitycznej. Jeśli założy się, że przejazd pojazdu przez łuk toru o promieniu  $R$  ma odbywać się bez poślizgu, to jest spełniony warunek (rys.3):

$$\frac{r_1(y)}{r_2(y)} = \frac{R+s}{R-s} \quad (46)$$



Rys 3. Ruch zestawu kołowego na łuku wg [3]

A nadto jeśli przyjąć, że :

$$tg\gamma_1 = f(y) \quad \text{oraz} \quad tg\gamma_2 = f(y) \quad (47)$$

oraz siły wzdłużne działające na powierzchni kół:

$$S_{\gamma_1} = Q \cdot tg\gamma_1 \quad \text{oraz} \quad S_{\gamma_2} = Q \cdot tg\gamma_2 \quad (48)$$

na zestaw kołowy działa siła odśrodkowa:

$$F = S_{\gamma_1} - S_{\gamma_2} = Q \cdot (tg\gamma_1 - tg\gamma_2) \quad (49)$$

gdzie:

$Q$  - nacisk pionowy lewego lub prawego koła, i przy założeniu równości siły odśrodkowej i dośrodkowej obowiązuje zależność:

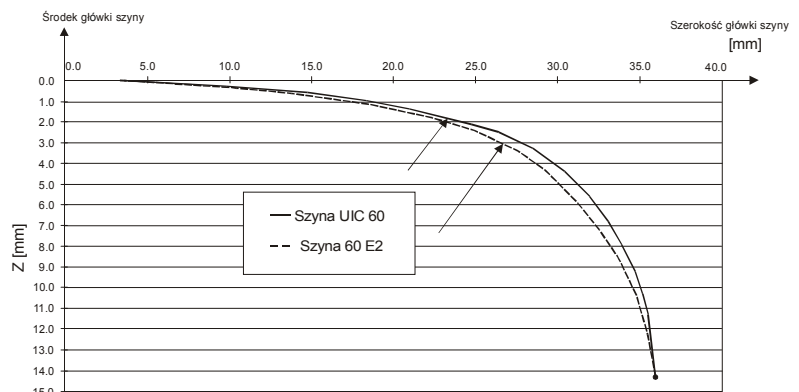
$$\frac{2Qv^2}{gR} = Q \cdot \Delta tg\gamma_e \quad (50)$$

Wówczas zestaw kołowy porusza się z prędkością:

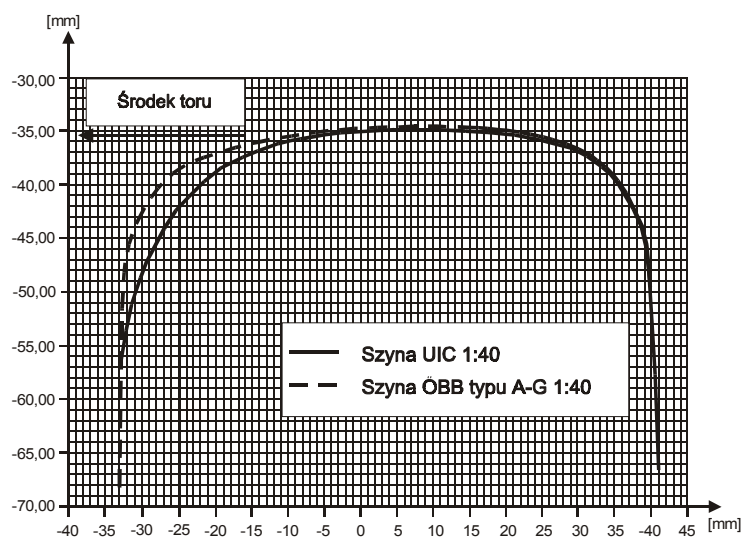
$$v = \sqrt{\frac{1}{2} g \cdot R \cdot \Delta tg\gamma_e} \quad (51)$$

Na rys. 4 i 5 przedstawiono zarysy nowych profili główki szyny.

Jak wynika z rys.4 profil główki szyny 60E2 można otrzymać przez przeszlifowanie profilu główki szyny UIC 60. Można więc wyciągnąć wniosek, że profil 60E2 jest „ profilem zużytym UIC 60”. Profil 60E2 jest uznany jako standardowy przez koleje niemieckie DB AG od października 2000 roku [2,15]. Przy jego opracowywaniu przyjęto podobną zasadę jak przy pracach analityczno-badawczych nad profilem kół, zakończonych obecnie obowiązującym profilem koła ORE S-1002 wg karty UIC 510-2 [7] oznaczanego w przepisach niemieckich jako DIN 5573-E1425. Opracowanie nowego profilu główki szyny ma również aspekt ekonomiczny. Jeśli poszukuje się torów kolejowych zapewniających małe wartości ekwiwalentnej stożkowatości, to wówczas należy dokonać operacji przeszlifowania, która jest siedmiokrotnie tańsza aniżeli wymiana szyn na nowe [15]. Podobną tendencję ekonomiczną, choć nie tak optymistyczną, potwierdza [21], gdzie przedstawiono koszty ułożenia jednego metra nowego toru z szyn UIC 60 (bez kosztów dowozu) oszacowane na 33.49 EUR oraz koszty 14.60 EUR przeszlifowania 1 metra szyny. Rachunek ekonomiczny dotyczy kosztów na DB AG. Podobnym rezultatem zakończyły się prace badawcze nad nowym profilem główki szyny prowadzone przez Austriackie Koleje Federalne (ÖBB), w wyniku których jako alternatywny zaproponowano profil „ ÖBB typu A-G o pochyleniu 1:40” (rys.5).



Rys 4. Profil główki szyny UIC 60 E2 wg [15]



Rys 5. Profil główki szyny typu A-G o pochyleniu 1:40 wg [15]

#### 4. Zabiegi konstrukcyjne w pojazdach szynowych dla zmniejszenia ekwiwalentnej stożkowatości

Jak wynika z poprzednich rozważań utrzymanie w długich okresach tej samej wartości ekwiwalentnej stożkowatości leży w interesie użytkownika pojazdu jak również właściciela infrastruktury kolejowej. Zabiegi sprowadzają się do przeprowadzenia analizy zużycia koło-szyna. Analizując obowiązujące wzory na ekwiwalentną stożkowatość, jednym z zabiegów jest ograniczenie zużycia zestawu kołowego w trakcie eksploatacji. Jak wynika z obecnego stanu wiedzy, najczęściej stosowanym materiałem na koła monoblokowe jest stal R7T (z wieńcem ulepszanym cieplnie) posiadająca własności przedstawione w tabeli 2. Materiał ten współpracuje ze stalą C60 o wytrzymałości na rozciąganie  $R_{m \min} = 880 \text{ MPa}$  użytą na szyny typu UIC 60. Logicznym zabiegiem technicznym byłoby zastosowanie stali R8T o lepszych własnościach wytrzymałościowych oraz o większej twardości. Jednak taki zabieg musi powodować zwiększone zużycie szyn, w związku z czym wymagane jest uzgodnienie zastosowania stali R8T z zarządem infrastruktury kolejowej.

Własności stali R7T, R8T, S2 oraz S3 wg [5,10,17]

Tabela 2

L. p.	Cecha materiałowa	Stale obecnie używane w taborze przez koleje członkowskie UIC		Stale proponowane przez Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH w Bochum	
		R7T wg [10] lub ER7 wg [17]	R8T wg [10] lub ER8 wg [17]	S2 wg [5]	S3 wg [5]
1	Zawartość węgla [%]	$\leq 0.52$	$\leq 0.56$	0.40	0.45
2	Wytrzymałość na rozciąganie Rm [MPa]	820÷940	860÷980	820	930
3	Granica plastyczności [MPa]	520	540	515	575
4	Odkształcenie w [%]	$\leq 14$	$\leq 13$	21	18
5	Twardość w [HB]**	235/245	245/245	243	255
6	Udarowość przy temp. +20° C [J]*	17/12	17/12	30/29	29/28
7	Udarowość przy temp. -20° C [J]*	10/7	10/5	12/9	10/8

\* wartość maksymalna/ wartość średnia

\*\*wartości zależne od kategorii koła; norma prEN 13 262 przewiduje kategorię 1 (dla pojazdów powyżej 200 km/h) oraz kategorię 2 (dla pojazdów poniżej 200 km/h) w związku z czym pierwsza wartość obowiązuje dla kategorii 1, natomiast druga wartość dla kategorii 2.

Jak wynika z przeprowadzonych badań stanowiskowych oraz analizy wytrzymałościowej układu koło-szyna metodą elementów skończonych, optymalnym rozwiązaniem jest para cierna S3/C60. Można więc wyciągnąć wniosek, że

im wolniej postępują procesy zużycia w układzie koło-szyna, tym ekwiwalentna stożkowatość dla danego pojazdu na danym odcinku toru ma charakter bardziej stabilny. Zaproponowane rozwiązanie wg [5] jest o tyle ciekawe, że nie wymaga ono od infrastruktury kolejowej dodatkowych kosztów i można je określić jako „rozwiązanie dopasowujące.”

Wyprowadzony poniżej wzór powstał przy założeniu, że zestaw kołowy toczy się swobodnie w torze o określonym prześwicie. Jeśli rozpatruje się wózek względnie wagon towarowy dwuosiowy posiadający bazę 2a (rozstaw osi zestawów kołowych) to należy uwzględnić w równaniach bazę wózka. Jeśli założy się, że wózek posiada prowadzenie wózków bezluzowe tzn. luzy wzdłużne oraz poprzeczne wynoszą zero, wówczas równania (28) oraz (41) przyjmują postać:

$$y_g = y_{go} \cos \left( \sqrt{\frac{r_0 \cdot s}{\text{tg} \gamma_e (a^2 + s^2)}} \cdot x_g \right) \quad (52)$$

lub inaczej

$$y_g = y_{go} \cos \left( \sqrt{\frac{r_0 \cdot s}{\text{tg} \gamma_e (a^2 + s^2)}} \cdot v \cdot t \right) \quad (53)$$

Wówczas długość fali wężykowania wynosi:

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{r_0 \cdot s}{\text{tg} \gamma_e} \left( 1 + \frac{a^2}{s^2} \right)} \quad (54)$$

Wartość  $\left( 1 + \frac{a^2}{s^2} \right)$  charakteryzuje wydłużenie fali wężykowania wagonu towarowego dwuosioowego lub wózka dwuosioowego.

Wzór (12) przyjmuje postać:

$$v_{KR} = 2\pi \cdot n_{KR} \sqrt{\frac{r_0 \cdot s}{\text{tg} \gamma_e} \left( 1 + \frac{a^2}{s^2} \right)} \quad (55)$$

Na podstawie wzoru można wyciągnąć wniosek, że istotnym parametrem wpływającym na konstrukcję wózka jest baza wózka 2a. Dla wagonu w stanie próżnym oraz w stanie ładownym częstości drgań własnych wynoszą odpowiednio:

$$n_{KR1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{YZP}}{m_p}} \quad (56)$$

gdzie:

$$k_{YP} = 16k_{YZP}$$

$k_{YZP}$  - sztywność poprzeczna sprężyny zewnętrznej,

$m_p$  - masa usprężynowana wagonu czterosioowego w stanie próżnym, oraz

$$n_{KR2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{YL}}{m_L}} \quad (57)$$

gdzie:

$$k_{YL} = 16 \cdot (k_{YZL} + k_{YWL})$$

$k_{YW}$  - sztywność poprzeczna sprężyny wewnętrznej,

$m_L$  - masa usprężynowana wagonu czterosioowego w stanie ładownym.



Przyjmując wagon czteroosiowy z dopuszczalnym naciskiem 22,5 t/oś wyposażonym w wózki typu Y25Lsd (Y25Lsd1) oraz następujące dane do obliczeń:

$$k_{Y2P} = 444.55 \text{ N/mm},$$

$$k_{Y2L} = 469.69 \text{ N/mm},$$

$$k_{YWL} = 366.56 \text{ N/mm},$$

$$m_p = 20000 - 4 \cdot 1412.75 = 14349 \text{ kg},$$

$$m_L = 90000 - 4 \cdot 1412.75 = 84349 \text{ kg},$$

(po uwzględnieniu masy czterech omaźnicowanych zestawów kołowych),

otrzymana następujące wartości częstości drgań własnych:

$$n_{KR1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{16 \cdot (444.55) \cdot 10^3}{14349}} = 3.54 \text{ Hz}$$

$$n_{KR2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{16 \cdot (469.69 + 366.56) \cdot 10^3}{84349}} = 2.00 \text{ Hz}$$

W tabeli 3 podano zależności prędkości krytycznej od ekwiwalentnej stożkowatości, obliczone wg wzoru (55) dla wagonu towarowego czteroosiowego o danych przyjętych powyżej dla obliczenia częstości drgań własnych.

Zależność prędkości krytycznej  $V_{KR}$  od ekwiwalentnej stożkowatości dla wagonu towarowego czteroosiowego wyposażonego w wózki typu Y25Lsd (Y25Lsd1)

Tabela 3

L. p.	STAN PRÓŻNY		STAN ŁADOWNY	
	Wartość ekwiwalentnej stożkowatości $\text{tg} \gamma_e$	Wartość prędkości krytycznej $V_{KR}$ [km/h]	Wartość ekwiwalentnej stożkowatości $\text{tg} \gamma_e$	Wartość prędkości krytycznej $V_{KR}$ [km/h]
1	0.1	229	0.1	131
2	0.2	162	0.2	92
3	0.3	132	0.3	75
4	0.4	115	0.4	65
5	0.5	102	0.5	58

Jak wynika z analizy prędkości krytycznych w stanie próżnym oraz ładowym, nie dla każdej ekwiwalentnej stożkowatości może być zachowany wymóg, aby prędkość drgań krytycznych występowała poza zakresem prędkości eksploatacyjnych i konstrukcyjnych.

Jeśli uwzględnić, że zgodnie z kartą UIC 518 [9] badania własności dynamicznych wagonu towarowego przeznaczonego do eksploatacji z prędkością 120 km/h w stanie próżnym oraz 100 km/h w stanie maksymalnie załadowanym do nacisku 22.5 t/oś muszą być przeprowadzone:

- z prędkością 137 km/h w stanie próżnym wagonu,
  - z prędkością 115 km/h w stanie ładowym wagonu,
- wówczas graniczne ekwiwalentne stożkowatości wynoszą odpowiednio  $\text{tg} \gamma_e = 0.28$  w stanie próżnym wagonu oraz  $\text{tg} \gamma_e = 0.113$  w stanie ładowym.

Ograniczałyby to mocno zastosowanie tego rodzaju wagonów w eksploatacji. Uniwersalnym konstrukcyjnym środkiem zaradczym jest tutaj jednak moment tarcia, który powstaje dzięki oparciu nadwozia w gnieździe skreću oraz na ślizgach bocznych sprężystych, wyposażonych w elementy z tworzywa sztucznego o wysokim współczynniku tarcia. Wartości momentów obrotowych dla wagonów w stanie nowym oraz po 6-cio miesięcznym okresie eksploatacji są określone w karcie UIC 510-1 [6] oraz w dokumencie ORE/ERRI B12/17 [16]. Moment tarcia, jaki wywiązuje się pomiędzy wózkiem oraz nadwoziem tłumia drgania wężykowania pomiędzy pudłem i nadwoziem [22]. Dlatego też zarówno w stanie próżnym oraz w stanie ładowym nie dochodzi do zjawiska rezonansu poniżej wymaganego zakresu prędkości. Nieco zaskakujące stwierdzenie podano w [20], gdzie analizowano własności dynamiczne wagonów towarowych dwuosiowych typu Kbps (wagon platforma z długimi kłonicami, bez pomostu) z zawieszeniem klasycznym dwuwieszakowym wg [8] oraz wagony czteroosiowe typu Rs (wagony platformy) z wózkami wyposażonymi w zawieszenie jednowieszakowe. Badania przeprowadzono na torach SJ z szynami o pochyleniu 1:30 w stanie zużytych. W efekcie uzyskano ekwiwalentną stożkowatość wynoszącą  $\text{tg} \gamma_e = 0.3$ , która znacznie przekraczała wartość 0.07, jaką można osiągnąć przy kombinacji nowej szyny UIC 60 z kołem o profilu S-1002. Częstotliwość fali wężykowania przy prędkości  $v=100$  km/h oszacowano na:

$$n = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{\text{tg} \gamma_e}}{b \cdot r_0} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{0.3}{0.750 \cdot 0.460}} = 4.1 \text{ Hz}$$

Jeśli podstawia się za  $\text{tg} \gamma_e$  wartość 0.07, wówczas otrzymuje się częstotliwość wynoszącą  $f = 2 \text{ Hz}$ . Częstotliwość drgań obracania pudła wagonu Kbps określono w oparciu o następujący wzór:

$$n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{\phi z}}{J_z}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{4a^2 \cdot k_y}{J_z}} \quad (58)$$

gdzie:

$2a=8$  m ( baza wagonu),

$k_y = 1.7 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$  (sztywność poprzeczna jednego zawieszenia dwuwieszakowego),

$J_z = 510000 \text{ kgm}^2$  (moment bezwładności względem osi pionowej),

$k_{\phi z}$  - sztywność kątowa zawieszenia pudła wagonu.

Po wstawieniu do wzoru (58) danych liczbowych okazuje się, że częstość drgań obrotowych pudła wynosi około 2,3 Hz. Wartość ta jest bliska częstości drgań wężykowania, którą osiągnięto przy ekwiwalentnej stożkowatości wynoszącej 0,07. Jak pokazały późniejsze wyniki badań, które potwierdziły obliczenia symulacyjne, ekwiwalentna stożkowatość o dużych wartościach nie zawsze musi prowadzić do negatywnych wyników badań dynamicznych, co uzasadniano przede wszystkim dość dużą różnicą częstości drgań na torze z ekwiwalentną stożkowatością wynoszącą 0.3 (2.3Hz wobec 4.1Hz). Wytlumaczenie tego zjawiska ma również głębsze przyczyny. Autor pomija jednak fakt, że do zjawiska rezonansu musiałyby dojść przy prędkości mniejszej, wynoszącej wg wzoru (12):

$$v_{KR} = 2\pi \cdot 2.3 \cdot \sqrt{\frac{0.750 \cdot 0.460}{0.3}} \cdot 3.6 = 55.79 \text{ km/h}$$

Wykorzystując wzór (44) można wyciągnąć wniosek, że przyspieszenia poprzeczne oraz siły działające na zestaw kołowy wynoszą odpowiednio dla ekwiwalentnej stożkowatości 0.3:

$$\ddot{y}_g = \pm 0.003 \cdot \frac{55.79^2}{3.6^2} \cdot \frac{0.3}{0.460 \cdot 0.750} = \pm 0.625 \text{ m/s}^2$$

oraz

$$F_y = \pm m \cdot \ddot{y}_{g0} = \pm 1400 \cdot 0.625 = \pm 875 \text{ N}$$

czyli są stosunkowo małe.

Przy ekwiwalentnej stożkowatości wynoszącej 0.07 do zjawiska rezonansu dojdzie przy prędkości:

$$v_{KR} = 2 \cdot \pi \cdot 2.3 \cdot \sqrt{\frac{0.460 \cdot 0.750}{0.07}} \cdot 3.6 = 115.49 \text{ km/h}$$

Prędkość 100 km/h dla ekwiwalentnej stożkowatości wynoszącej  $\text{tg} \gamma_e = 0.3$  jest prędkością pozarezonansową natomiast dla ekwiwalentnej stożkowatości wynoszącej  $\text{tg} \gamma_e = 0.07$  jest prędkością bezpieczną, przy której rezonans jeszcze nie wystąpił.

## 5. Wnioski

- Ekwiwalentna stożkowatość jest jednym z podstawowych parametrów (geometrycznych) przedstawiających obraz współpracy koło-szyna i służy do oceny własności dynamicznych pojazdu. Dlatego też jest wskazane, aby podczas badań dynamicznych rejestrować wartość tego parametru i podawać go przy homologacji pojazdu. Podanie tego parametru jest również istotne z uwagi na właściwą, obiektywną ocenę własności biegowych pojazdu. W przypadku negatywnych wyników badań dynamicznych, przy ustalonej wartości ekwiwalentnej stożkowatości i odpowiadającej zakresowi prędkości eksploatacji pojazdu, konstruktor pojazdu może podjąć właściwe decyzje dotyczące optymalizacji konstrukcji.
- Wartość ekwiwalentnej stożkowatości zależy od wielkości geometrycznych pojazdu i toru. Za utrzymanie tego parametru w określonych granicach jest odpowiedzialny użytkownik pojazdu (koła) oraz służby odpowiedzialne za właściwe utrzymanie toru. Osiągnięcie przez pojazdy wysokich prędkości jazdy bez odpowiedniego utrzymania toru może okazać się niemożliwe.

## Literatura

- [1] Bałuch H., Basiewicz T., Smolarz W., Sobolewski H., Statkiewicz J.: *Przystosowanie kolei do zwiększonych szybkości i dużych przewozów*. Praca zbiorowa. WKŁ. Warszawa 1969.
- [2] Bergander B., Dendl G., Nefzger A., Nicklisch D.: *Die Entwicklung von Rad- und Schienenprofilen*. ZEV-RAIL *Glaser's Annalen*. 10.2003

- [3] Fredrich F.: *Horizonte der Spurführung. Die Überwindung des Radsatzes*. ZEV+DET *Glaser's Annalen*. 5.2000
- [4] Hohnacker E.: *Diskret gelagerte oder kontinuierlich eingebettete Schienenfahrbahnsysteme*. *Eisenbahningenieur*. 11/2002.
- [5] Heermant C., Poschmann I.: *Werkstoffe für rollendes Eisenbahnmaterial*. *Eisenbahningenieur* 8/2002.
- [6] Karta UIC 510-1: *Wagony towarowe. Układ biegowy. Normalizacja*. Wydanie 9 z 1.01.1978.
- [7] Karta UIC 510-2: *Wagony. Warunki dla stosowania kół o różnych średnicach*. Wydanie 3 ze zmianą z 1.01.1998.
- [8] Karta UIC 517: *Wagony towarowe. Części zawieszenia resorowego. Normalizacja*. 6-te wydanie z 1.01.1989.
- [9] Karta UIC 518: *Badania i homologacja pojazdów kolejowych z punktu widzenia właściwości dynamicznych, bezpieczeństwa jazdy, obciążenia toru i parametrów biegowych*. Wydanie 2 z 10. 2001.
- [10] Karta UIC 812-3: *Warunki techniczne dostawy dla kół bezobrotowych z walcowanej stali niestopowej dla pojazdów napędnych i wagonów*. Wydanie 5 z 1.01.1984 (errata 01.01.1996).
- [11] Krugmann H.L.: *Lauf der Schienenfahrzeuge im Gleis*. R. Oldenburg Verlag- München Wien 1982.
- [12] Madeyski T.: *Fahrwerktechnik im Zusammenwirken mit dem Fahrweg und dem Fahrzeugkasten*. ETR-*Eisenbahntechnische Rundschau*. 09.1999.
- [13] Mahr A., Poppe D.: *Auswertung von Rad/Schiene-Profilmessungen zur fahrdynamischen Bewertung der Fahrzeuge Baureihe 481/482 der Berliner S-Bahn*. ZEV-RAIL. *Glaser's Annalen*. 8/2002.
- [14] Mittermayr P., Presle G.: *Beurteilung der Zuverlässigkeit des Fahrwegs durch Messung und Simulation*. ZEV+DET. *Glaser's Annalen* 02/03.2000.
- [15] Müller R.: *Aktuelle Probleme der Berührungsgeometrie Rad/Schiene*. ZEV+DET *Glaser's Annalen*. 02/03.2000.
- [16] ORE B12/17 No 1204 00005: *Program dla dopuszczenia wkładek z tworzywa sztucznego do gniazd skretu i płyt ślizgowych dla ślizgów bocznych dla wagonów towarowych z wózkami dwuosiowymi*. 11.1986.
- [17] pr EN 13262: *Railway applications. Wheelsets and bogies-Wheel-Product requirements*. 06.1998.
- [18] pr EN 14363: *Bahnanwendungen. Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Schienenfahrzeugen. Prüfung des Fahrverhaltens und stationäre Versuche*. 06.2002
- [19] *Przepisy nr D1: Przepisy techniczne utrzymania i eksploatacji nawierzchni na liniach kolejowych normalnotorowych użytku publicznego, wprowadzone Zarządzeniem nr 47 Ministra Komunikacji z dnia 01.06.1982 wchodzące w życie z dniem 01.05.1983*.
- [20] Stichel S.: *Modellierung und Parameterstudien zum Fahrverhalten von Güterwagen mit UIC Fahrwerken*. ZEV+DET *Glaser's Annalen*. 07/08.1999.
- [21] Taubert M.: *Verwendung und Bedeutung aufgebreteter Schienen*. *Eisenbahningenieur*. 5.2002.
- [22] Miklasz R., Sobaś M.: *Znaczenie momentu obrotowego w wagonach towarowych czterosiowych na wózkach typu Y25*. *Pojazdy Szynowe* nr 1/2004.